

(12) МЕЖДУНАРОДНАЯ ЗАЯВКА, ОПУБЛИКОВАННАЯ В СООТВЕТСТВИИ С
ДОГОВОРом О ПАТЕНТНОЙ КООПЕРАЦИИ (РСТ)(19) ВСЕМИРНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
Международное бюро(43) Дата международной публикации:
7 октября 2004 (07.10.2004)

РСТ

(10) Номер международной публикации:
WO 2004/085798 A1(51) Международная патентная классификация⁷:
F01C 1/107

(21) Номер международной заявки: PCT/RU2004/000031

(22) Дата международной подачи:
3 февраля 2004 (03.02.2004)

(25) Язык подачи: русский

(26) Язык публикации: русский

(30) Данные о приоритете:
2003108246 25 марта 2003 (25.03.2003) RU(71) Заявитель (для всех указанных государств, кроме
(US): ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТ-
ВЕТСТВЕННОСТЬЮ «РАДИУС-СЕРВИС»,
614022 Пермь, ул. Героев Хасана, д. 50 (RU)
[OBSHCHESTVO S OGRANICHENNOI OTVET-
STVENNOSTYU FIRMA «RADIUS-SERVIS»,
Perm (RU)].

(72) Изобретатели; и

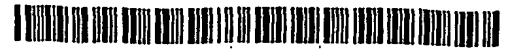
(75) Изобретатели/Заявители (только для (US): АНДОС-
КИН Владимир Николаевич [RU/RU]; 614097 г.
Пермь, ул. Куфонина, д. 28, кв. 16 (RU) [ANDOS-
KIN, Vladimir Nikolaevich, g. Perm (RU)];
АСТАФЬЕВ Сергей Петрович [RU/RU]; 614022
Пермь, ул. Самолетная, д. 48, кв. 23 (RU) [ASTA-
FIEV, Sergei Petrovich, Perm (RU)]; ПУШКАРЕВ
Максим Анатольевич [RU/RU]; 614032 Пермь, ул.
Магистральная, д. 104/1, кв. 71 (RU) [PUSHKA-
REV, Maksim Anatolievich, Perm (RU)]; ГЛИН-
КИН Алексей Сергеевич [RU/RU]; 614000 Пермь,
ул. Пушкина, д. 23, кв. 102 (RU) [GLINKIN, Aleksei
Sergeevich, Perm (RU)]; ФАДЕЕВ Михаил Вале-
рьевич [RU/RU]; 614109 Пермь, ул. 5-Каховская, д.
8, кв. 231 (RU) [FADEEV, Mikhail Valerievich,
Perm (RU)].(74) Общий представитель: ОБЩЕСТВО С ОГРА-
НИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ «РА-
ДИУС-СЕРВИС», 614022 Пермь, а/я 8711, (RU)
[OBSHCHESTVO S OGRANICHENNOI OT-
VETSTVENNOSTYU FIRMA «RADIUS-SER-
VIS», Perm (RU)].(81) Указанные государства (все возможные на дату
международной подачи указания): AE, AG, AL,
AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ,
CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ,
EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR,
HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC,
LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN,
MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL,
PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM,
TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU,
ZA, ZM, ZW.(84) Указанные государства (все возможные на дату
международной подачи указания): ARIPO патент
(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ,
UG, ZM, ZW), евразийский патент (AM, AZ, BY,
KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), европейский патент
(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR,
GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI,
SK, TR), патент OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).Декларация в соответствии с правилом 4.17:
Об авторстве изобретения (правило 4.17 (iv))
только для US.Опубликована
С отчетом о международном поиске.В отношении двухбуквенных кодов, кодов языков и дру-
гих сокращений см. «Пояснения к кодам и сокращениям»,
публикуемые в начале каждого очередного выпуска Бюл-
летеня РСТ.

(54) Title: GEROTOR MECHANISM FOR A SCREW HYDRAULIC MACHINE

(54) Название изобретения: ГЕРОТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ ВИНТОВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

(57) Abstract: The invention relates to gerotor mechanisms for screw downhole motors used for drilling petrol and gas wells, to screw pumps for producing petrol and pumping fluids and to general purpose screw motors. The profiles of a rotor (3) and stator (1) are outlined in the end cross section thereof in the form of the envelop of the initial contour of a rack-type tool, which is formed by conjugation of circle arcs when said initial contour of the rack-type tool is run without sliding along corresponding tool circles. The arc radii of the circle arcs of the initial contour are calculated according to determined relations. Said invention makes it possible to improve energy characteristics, increase a life service and producibility, to reduce hydromechanical losses and costs.

[Продолжение на след. странице]



(57) Реферат: Изобретение относится к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, к винтовым насосам для добычи нефти и перекачивания жидкостей, а также к винтовым гидромоторам общего назначения. Профили ротора (3) и/или статора (1) в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причем радиусы дуг окружностей исходного контура рассчитываются по определенным зависимостям. Улучшаются энергетические характеристики, повышается ресурс и технологичность изготовления, снижаются гидромеханические потери и уменьшается стоимость.

ГЕРОТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ ВИНТОВОЙ ГИДРОМАШИНЫ

Область применения

- 5 Изобретение относится к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, к винтовым насосам для добычи нефти и перекачивания жидкостей, а также к винтовым гидромоторам общего назначения.

Предшествующий уровень техники

- 10 Известен многозаходный винтовой героторный механизм винтового забойного двигателя, содержащий статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось
- 15 ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, профили наружных зубьев ротора и внутренних зубьев статора в торцевом сечении выполнены взаимоогibaемыми, а ходы винтовых зубьев ротора и статора пропорциональны их числам зубьев [см., RU, патент № 2165531, кл. F01C 1/16, 5/04, E21B4/02, 2000.].
- 20

- В известной конструкции профили зубьев статора и ротора в торцевом сечении выполнены как огибающие общего исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды. При этом в торцевом сечении толщина C_t
- 25 зуба статора по среднему диаметру D_{cp} зубьев и окружной шаг S_t этих зубьев связаны соотношением: $C_t/S_t=0,45-0,65$, а толщина C_N зуба статора по среднему диаметру D_{cp} зубьев в сечении,

перпендикулярном направлению винтовой линии зуба статора, и радиальная высота h зуба статора связаны соотношением $C_N/h \geq 1,75$.

Недостатком известного героторного механизма является то, что суммарный диаметральный натяг в механизме распределяется по
5 зубьям статора таким образом, что деформация выступа зуба статора значительно больше деформации его впадины, в результате чего может происходить смещение оси ротора в сторону уменьшения эксцентриситета и, как следствие, нарушаться расчётная кинематика героторного механизма, увеличиваться износ по вершинам зубьев
10 ротора и статора, уменьшаться натяг в зоне полюса зацепления, снижаться ресурс героторного механизма.

Указанный недостаток частично устранён в героторном механизме, содержащем статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из
15 резины, и ротор с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, ходы винтовых зубьев ротора и статора пропорциональны их числам зубьев [см., RU, патент 2166603,
20 кл. E21B 4/02, 2000].

Профиль зубьев статора в торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой с радиусом R_{C1} укороченной циклоиды, а профиль зубьев ротора в торцевом сечении выполнен как огибающая другого
25 исходного контура циклоидальной рейки с радиусом эквидистанты R_{C2} , выполненным больше чем R_{C1} или связанным соотношением $R_{C2} = R_{C1} + (0,1 \dots 0,5)E$, где E – радиус производящей окружности,

равный величине эксцентриситета [см. выше указанный патент №2166603].

Другим вариантом известной конструкции является выполнение героторного механизма таким образом, что профиль зубьев статора в
5 торцевом сечении выполнен как огибающая исходного контура циклоидальной рейки, очерченной эквидистантой с радиусом R_{C1} укороченной циклоиды, а профиль зубьев ротора в торцевом сечении очерчен сопряженными дугами окружностей, причём выступ зуба ротора очерчен дугой радиуса R_B большего, чем радиус эквидистанты
10 статора R_{C1} или связан с ним соотношением $R_{C2} = R_{C1} + (0,1 \dots 0,5)E$, а профиль впадины зуба ротора очерчен дугой радиуса R_V , зависящего от числа зубьев ротора, его наружного диаметра и эксцентриситета [см. выше указанный патент №2166603].

Недостатком известной конструкции является то, что за счет
15 возникновения бокового и диаметрального натягов, распределенных равномерно, возникают высокие контактные напряжения, достигающие максимума при минимальных углах давления, что вызывает односторонний фрикционный износ зубьев (на левой стороне зубьев ротора, если смотреть со стороны подвода рабочей
20 жидкости), а возникающие в зацеплении силы трения создают моменты сопротивления, препятствующие вращению ротора вокруг своей оси и его планетарному движению, что ухудшает энергетические характеристики механизма.

Наиболее близким к заявляемому изобретению является
25 многозаходный героторный механизм винтовой гидравлической машины, содержащий элементы в виде статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями,

число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причем ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, торцевой профиль зубьев одного из элементов выполнен как
5 огибающая исходного контура рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды со смещением, а торцевой профиль зубьев другого элемента выполнен в виде эквидистанты огибающей первого элемента при обкатывании без проскальзывания их центроид, а величина эквидистантности составляет половину величины
10 диаметрального натяга в зацеплении [RU, патент 2194880, кл. F04C 2/16, F04C 5/00, 20.12.2002].

Недостатком известной конструкции является то, что не учитываются условия скольжения винтовых зубьев ротора по винтовым зубьям статора, то есть в зоне максимально удалённой от
15 мгновенного центра вращения (полюса зацепления), где скорости скольжения наибольшие, за счёт равномерно распределённого натяга возникает повышенный износ упругоэластичных зубьев статора и износостойкого покрытия зубьев ротора. Другим недостатком является то, что не учитываются условия эксплуатации героторного
20 механизма (температура, характер нагрузок при бурении различных по твёрдости и составу пород), например, для «горячих» скважин с температурой выше 100°C требуется применение героторных механизмов с зазором в зацеплении ротор – статор. Применение в таких скважинах героторных механизмов с натягом в зацеплении
25 может привести к повышенному износу, резкому снижению КПД и заклиниванию механизма. Ещё одним недостатком известной конструкции является отсутствие возможности изменения натяга и

корректирования формы зубьев ротора и статора без изменения наружных диаметров ротора и/или статора, что не позволяет создать надёжное уплотнение по контактным линиям в героторном механизме с «нулевым» радиальным натягом в зацеплении.

5

Раскрытие изобретения

Техническая задача, на решение которой направлено заявляемое изобретение, заключается в улучшении энергетических характеристик героторного механизма винтовой гидромашины при подводе к ней гидравлической мощности и возникающем перепаде давления в
10 рабочих органах, повышении её ресурса и снижении гидромеханических потерь за счёт образования в зацеплении бокового натяга, улучшения уплотнения по контактным линиям и снижения контактных нагрузок в зоне максимальных скоростей скольжения путём перераспределения натяга в зацеплении и его
15 оптимизации в зависимости от расстояния между мгновенным центром вращения (полюсом зацепления) и зоной контакта профилей.

Другой технической задачей является повышение технологичности изготовления и уменьшение стоимости героторного механизма за счёт упрощения селективного подбора рабочих пар по
20 радиальному натягу, а также улучшение энергетических характеристик героторных механизмов с учётом условий эксплуатации, например, для «горячих» скважин за счёт уменьшения бокового натяга или создания бокового зазора при постоянном радиальном натяге.

25

Сущность технического решения заключается в том, что в героторном механизме винтовой гидромашины, состоящем из статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из

упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причём ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, согласно изобретению профили ротора и/или статора в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причём радиусы дуг окружностей исходного контура определены выражениями:

$$r_{и} = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1) \text{ или } r_{и} = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1),$$

$$r_c = r_{и} / K, \text{ где } r_{и} - \text{исходный радиус профиля инструментальной рейки,}$$

$$K = (0,5 \dots 2) - \text{коэффициент формы исходного контура,}$$

$$r_{w1}, r_{w2} - \text{радиусы инструментальных окружностей соответственно статора и ротора, } E - \text{эксцентриситет зацепления, } z_1, z_2 - \text{числа зубьев соответственно статора и ротора, } r_c - \text{сопряжённый радиус профиля инструментальной рейки.}$$

Кроме того, в героторном механизме винтовой гидромашины профиль половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора может быть очерчен как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующей инструментальной окружности.

При выполнении указанных соотношений для исходного контура инструментальной рейки и при сборке героторных механизмов с различными вариантами профилей обеспечивается

возможность создания бокового натяга в зацеплении. В результате чего достигается надежное уплотнение по контактными линиям при подаче к гидромашине потоком жидкости гидравлической мощности, появляется возможность уменьшения радиального натяга в зацеплении и сборки рабочих пар без селективного подбора. Снижается момент сил сопротивления за счет уменьшения радиального натяга и контактных нагрузок на участках, максимально удаленных от мгновенного центра вращения (полуса зацепления), то есть в зоне максимальных скоростей скольжения. Учитываются условия скольжения винтовых зубьев ротора по винтовым зубьям статора за счёт перераспределения натяга в зацеплении в сторону его уменьшения от зон минимальных скоростей скольжения к зонам, где скорости скольжения максимальны.

Кроме того, за счёт подбора коэффициента K обеспечивается возможность:

- изменения боковых натягов в зацеплении при постоянном радиальном натяге;
- получения бокового зазора в зацеплении при наличии радиального натяга;
- получения радиального зазора в зацеплении при наличии бокового натяга .

Выполнение профиля одной половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора как огибающей исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, а профиля другой половины зуба ротора и/или статора как огибающей исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, позволяет

дополнительно учитывать условия эксплуатации механизма, уменьшить односторонний износ зубьев.

Коэффициент формы исходного контура K выбирается в зависимости от условий эксплуатации героторного механизма и вариантов его сборки, например, для обеспечения бокового натяга в зацеплении ротора, имеющего профиль винтовых зубьев в соответствии с заявляемым изобретением, со статором, имеющим профиль, очерченный циклоидальной рейкой, коэффициент K выбирается больше или равным 1. Величина радиального натяга зависит от выбранных величин смещения исходного контура инструментальной рейки при формообразовании сопрягаемых профилей. При коэффициенте K менее 0,5 чрезмерно уменьшается толщина зуба ротора и соответственно увеличивается толщина зуба статора, при коэффициенте K более 2 чрезмерно увеличивается толщина зуба ротора и соответственно уменьшается толщина зуба статора, что исключает возможность использования заявляемых роторов и/или статоров с роторами и/или статорами героторных механизмов, эксплуатируемых в России.

Краткое описание чертежей

На фиг. 1 показан продольный разрез героторного механизма винтовой забойной гидромашины.

На фиг. 2 показано поперечное сечение героторного механизма по линии А-А.

На фиг. 3 показана схема образования исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей с радиусами r_n и r_c .

На фиг. 4 показано образование профиля ротора от исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей.

На фиг. 5 показано образование профиля статора от исходного контура инструментальной рейки, полученного сопряжением дуг окружностей.

На фиг. 6 показан пример зацепления статора и ротора с «нулевым» радиальным натягом при наличии боковых натягов (изображены в увеличенном масштабе).

На фиг. 7 показан пример зацепления статора и ротора для использования в «горячих» скважинах с «нулевым» радиальным натягом при наличии боковых зазоров (изображены в увеличенном масштабе).

На фиг. 8 показан пример зацепления статора и ротора, у которых одна половина профиля каждого из зубьев очерчена как огибающая исходного контура циклоидальной рейки (зазоры и натяги изображены в увеличенном масштабе).

Лучший вариант осуществления изобретения

Героторный механизм винтовой гидромашины, см. фиг. 1, 2, содержит статор 1 с внутренними винтовыми зубьями 2, ротор 3 с наружными винтовыми зубьями 4, число которых на единицу меньше числа внутренних винтовых зубьев 2 статора 1. Внутренние винтовые зубья 2 статора 1 выполнены из упругоэластичного материала, например, из резины, привулканизованной к внутренней поверхности остова 5 статора 1. Ось 6 статора 1 смещена относительно оси 7 ротора 3 на эксцентриситет 8, величина которого E равна половине

10

радиальной высоты h зубьев 2 и 4. Рабочая центроида 9 (начальная окружность) статора 1 с радиусом $s=Ez_1$ касается рабочей центроида 10 (начальной окружности) ротора 3 с радиусом $b=Ez_2$ в полюсе зацепления P , см. фиг. 2. Ходы винтовых линий $T1$ и $T2$ зубьев 2 и 4 соответственно статора 1 и ротора 3, см. фиг. 1, пропорциональны их числам зубьев z_1 и z_2 .

Существенным признаком исходного контура инструментальной рейки героторного механизма согласно изобретению является то, что он образован сопряжением дуг окружностей, см. фиг. 3, исходный радиус одной из которых определен выражением $r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1)$ или $r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1)$, сопряженный радиус другой определен выражением $r_c = r_n / K$, координаты текущих точек m и n исходного контура определены выражениями: $X_m = r_n(\cos(\Psi_m) - 1) + 2E$, $Y_m = r_n \sin \Psi_m$, $X_n = r_c(1 - \cos \Psi_n)$, $Y_n = (\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}) - r_c \sin \Psi_n$, где $\Psi_m = (0 \dots \Psi_a)$, $\Psi_n = (0 \dots \Psi_a)$ — центральные углы с выбранной дискретностью на участках исходного контура с радиусами r_n и r_c соответственно, $\Psi_a = \arcsin [(\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}) / (r_n + r_c)]$ — центральный угол исходного контура в точке сопряжения дуг окружностей. Контур, образованный дугами окружностей, имеет высоту равную $2E$ и длину, равную $2\pi r_{w1(2)} / z_{1(2)}$. При этом угол профиля исходного контура, сопряженного дугами окружностей, определен выражениями $\alpha_{pt} = (\pi/2) - \Psi_m$ или $\alpha_{pt} = (\pi/2) - \Psi_n$, см. фиг. 3.

Существенным признаком профилей зубьев ротора 3 и/или статора 1 в торцевом сечении героторного механизма является то, что они очерчены как огибающие исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг

11

окружностей 12 и 13 с радиусами r_n и r_c соответственно, см. фиг. 4 и 5. Профиль зубьев 4 и 2 образуется при качении инструментальной прямой 14 и связанного с ней исходного контура 11 без скольжения по соответствующим инструментальным 5 окружностям. При этом дуга с радиусом r_n формирует преимущественно профиль вершины зуба 4 ротора 3, см. фиг. 4, и профиль впадины зуба 2 статора 1, см. фиг. 5, а дуга с радиусом r_c формирует преимущественно профиль впадины зуба 4 ротора 3, см. фиг. 4, и профиль вершины зуба 2 статора 1, см. фиг. 5. Радиусы 10 инструментальных окружностей 15 ротора 3 и 16 статора 1, см. фиг. 4 и фиг. 5, выбираются, исходя из числа зубьев и величины эксцентриситета. Для выполнения заданных диаметров ротора 3 по выступам зубьев 4 и статора 1 по впадинам зубьев 2 задаются величины смещения x_2 и x_1 исходных контуров ротора и статора 15 соответственно, см. фиг. 4 и 5. При этом профиль ротора 3 в торцевом сечении определён выражениями:

$$X_{d2} = (X_{n(m)} + r_{w2} + x_2) \cos \varphi_{d2} - (Y_{n(m)} - r_{w2} \varphi_{d2}) \sin \varphi_{d2},$$

$$Y_{d2} = (X_{n(m)} + r_{w2} + x_2) \sin \varphi_{d2} + (Y_{n(m)} - r_{w2} \varphi_{d2}) \cos \varphi_{d2},$$

а профиль статора в торцевом сечении определён выражениями:

$$20 \quad X_{d1} = (X_{n(m)} + r_{w1} + x_1) \cos \varphi_{d1} - (Y_{n(m)} - r_{w1} \varphi_{d1}) \sin \varphi_{d1},$$

$$Y_{d1} = (X_{n(m)} + r_{w1} + x_1) \sin \varphi_{d1} + (Y_{n(m)} - r_{w1} \varphi_{d1}) \cos \varphi_{d1}, \text{ где}$$

$$\varphi_{d2} = 2[(Y_{n(m)} - (x_2 + X_{n(m)}) \operatorname{ctg} \alpha_{pt}) / d_{w2}], \quad \varphi_{d1} = 2[(Y_{n(m)} -$$

$(x_1 + X_{n(m)}) \operatorname{ctg} \alpha_{pt}) / d_{w1}]$ – углы поворота подвижной системы координат $X_t O_t Y_t$, связанной с инструментальной рейкой, относительно

25 неподвижной системы координат $X_d O_d Y_d$, связанной с центром соответствующей инструментальной окружности, см. фиг. 4 и 5.

Одним из примеров конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг Δ_0 отсутствует при наличии боковых натягов Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , см. фиг. 6. В примере показано зацепление профиля ротора 3, очерченного как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом K больше единицы, и профиля статора 1, очерченного как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере боковой натяг распределён таким образом, что он уменьшается от зон минимальных скоростей скольжения к зонам, где скорости скольжения максимальны, то есть к наиболее удалённым от полюса зацепления P ($\Delta_1 < \Delta_2 < \Delta_3$), см. фиг. 6, что обеспечивает высокие энергетические характеристики механизма и снижает износ вершин упругоэластичных зубьев 2 статора 1 и вершин зубьев 4 ротора 3.

Другим примером конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг Δ_0 отсутствует при наличии боковых зазоров λ , см. фиг. 7. В примере показано зацепление профиля ротора 3, очерченного как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом K меньше единицы, и профиля статора 1, очерченного как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере боковые зазоры λ распределены таким образом, что обеспечиваются более высокие в сравнении с механизмом, имеющим в зацеплении равномерный зазор,

энергетические характеристики героторного механизма при работе в «горячих» скважинах (с температурами выше 100°C), снижается отрицательное влияние перекапывающего момента за счёт обеспечения контакта в точках L и M, см. фиг. 7, и вероятность
5 заклинивания героторного механизма в «горячей» скважине.

Ещё одним примером конструкции героторного механизма является вариант, когда в зацеплении статора 1 и ротора 3 радиальный натяг Δ_0 отсутствует при наличии боковых зазоров $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ и боковых натягов $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$, см. фиг. 8. В примере показано
10 зацепление ротора 3 и статора 1, у которых одна половина профиля каждого из зубьев очерчена как огибающая исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей с коэффициентом K меньше единицы, а другая половина профиля зуба очерчена как огибающая исходного контура
15 инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. Причём ротор 3 и статор 1 собраны таким образом, что профили, очерченные как огибающие исходного контура 11 инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, контактируют в зацеплении с профилями, очерченными
20 как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды. В рассмотренном примере имеются боковые зазоры $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ и боковые натяги $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$, см. фиг.8, что обеспечивает снижение одностороннего износа зубьев за счёт уменьшения контактных
25 нагрузок в зонах максимальных скоростей скольжения и в зонах минимальных углов давления. Кроме того, за счёт возникновения перепада давления между полостями с боковыми зазорами и полостями с боковыми натягами снижается отрицательное

воздействие перекашивающего момента, так как указанные полости распределяются равномерно по всей длине героторного механизма.

Возможны и другие варианты зацепления в героторных механизмах, причём корригирование формы зуба и изменение
5 величины натяга обеспечиваются подбором оптимальных величин коэффициента K и смещений x_1 и x_2 исходных контуров инструментальных реек при проектировании механизма.

Героторный механизм забойной гидромашины работает следующим образом. При использовании героторного механизма в
10 винтовом забойном двигателе промывочная жидкость подаётся в верхнюю часть героторного механизма по колонне бурильных труб (на фиг. не показаны). Под действием перепада давления промывочной жидкости ротор 3 совершает планетарное движение внутри статора 1, обкатываясь винтовыми зубьями 4 по винтовым
15 зубьям 2 статора 1, см. фиг. 1, 2. При этом ось 7 ротора 3 совершает вращение вокруг оси 6 статора 1 по окружности радиуса E , а сам ротор 3 поворачивается вокруг своей оси 7 в направлении, противоположном направлению планетарного движения, см. фиг. 2.

Кинематически движение ротора 3 относительно статора 1
20 определяется качением без скольжения центроиды 10 ротора 3 радиусом $b=Ez_2$ по центроиде 9 статора 1 радиусом $c=Ez_1$ с мгновенным центром вращения ротора 3, находящимся в точке касания центроид – полюсе P зацепления, см. фиг. 2. В зацеплении происходит разделение полостей высокого и низкого давления по
25 контактными линиям, при этом в случае наличия боковых натягов обеспечивается надёжное уплотнение между полостями высокого и низкого давлений, что способствует снижению утечек рабочей

жидкости и, как следствие, повышению энергетических характеристик героторного механизма (мощности и КПД). Кроме того, за счёт отсутствия радиального натяга и снижения контактных нагрузок в зоне, максимально удалённой от полюса зацепления, где скорости скольжения наибольшие, см. фиг. 6, снижается момент сил сопротивления и износ вершин зубьев 2 статора 1 и зубьев 4 ротора 3, что также способствует повышению энергетических характеристик героторного механизма и его износостойкости. При наличии в зацеплении боковых зазоров (механизм для работы в «горячей» скважине) принцип работы механизма аналогичен описанному выше, уплотнение обеспечивается за счёт расширения упругоэластичных зубьев 2 статора 1 и зубьев 4 ротора 3, при этом контактные напряжения и, соответственно, силы трения в механизме оптимальны для обеспечения его высоких энергетических характеристик и высокой износостойкости.

Планетарное вращение ротора 3 передаётся на вал опорного узла и связанный с ним породоразрушающий инструмент (на фиг. не показаны).

При использовании героторного механизма в винтовых насосах ротор 3 приводится во вращение и, обкатываясь по зубьям 2 статора 1, преобразует механическую энергию вращения в гидравлическую энергию потока жидкости. Кинематика движения ротора 3 винтового насоса и преимущества, получаемые при использовании предложенных вариантов героторных механизмов, аналогичны описанным выше для винтового двигателя.

Промышленная применимость

Настоящее изобретение может найти применение в нефтедобывающей промышленности при добыче нефти и перекачивании жидкостей, а также в других отраслях промышленности, где производится перекачка различных жидких сред.

Формула изобретения

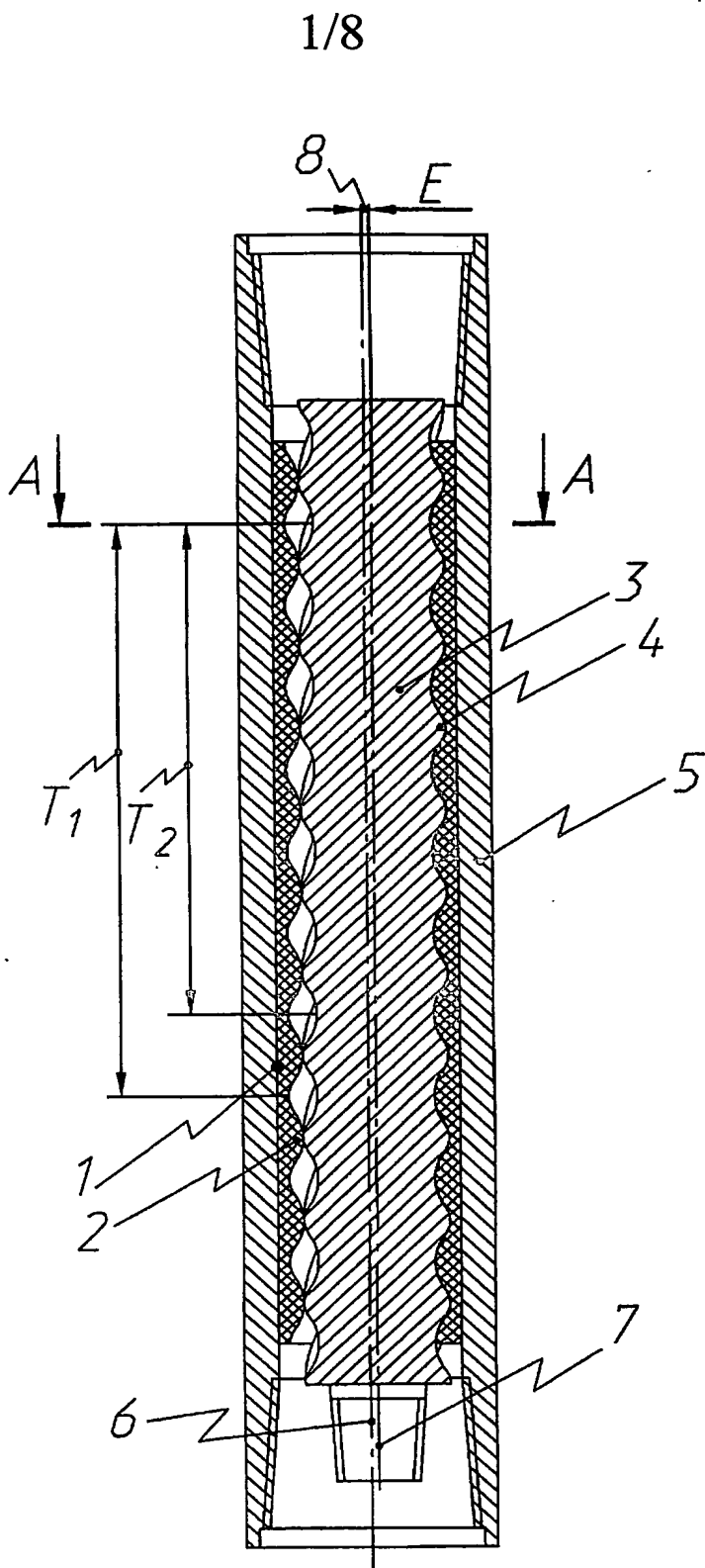
1. Героторный механизм винтовой гидромашины, состоящий из статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например, из резины, и ротора с
- 5 наружными винтовыми зубьями, число которых на единицу меньше числа зубьев статора, причём ходы винтовых линий статора и ротора пропорциональны их числам зубьев, ось ротора смещена относительно оси статора на величину эксцентриситета, равную половине радиальной высоты зубьев, отличающийся тем, что
- 10 профили ротора и/или статора в их торцевом сечении очерчены как огибающие исходного контура инструментальной рейки, образованного сопряжением дуг окружностей, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по соответствующим инструментальным окружностям, причём радиусы
- 15 дуг окружностей исходного контура определены выражениями:
- $$r_n = K[(\pi^2 r_{w1}^2 / 4Ez_1^2) + E] / (K+1) \quad \text{или} \quad r_n = K[(\pi^2 r_{w2}^2 / 4Ez_2^2) + E] / (K+1),$$
- $$r_c = r_n / K, \text{ где}$$
- r_n – исходный радиус профиля инструментальной рейки,
- $K=(0,5 \dots 2)$ – коэффициент формы исходного контура,
- 20 r_{w1}, r_{w2} – радиусы инструментальных окружностей соответственно статора и ротора,

E – эксцентриситет зацепления,

z_1, z_2 – числа зубьев соответственно статора и ротора,

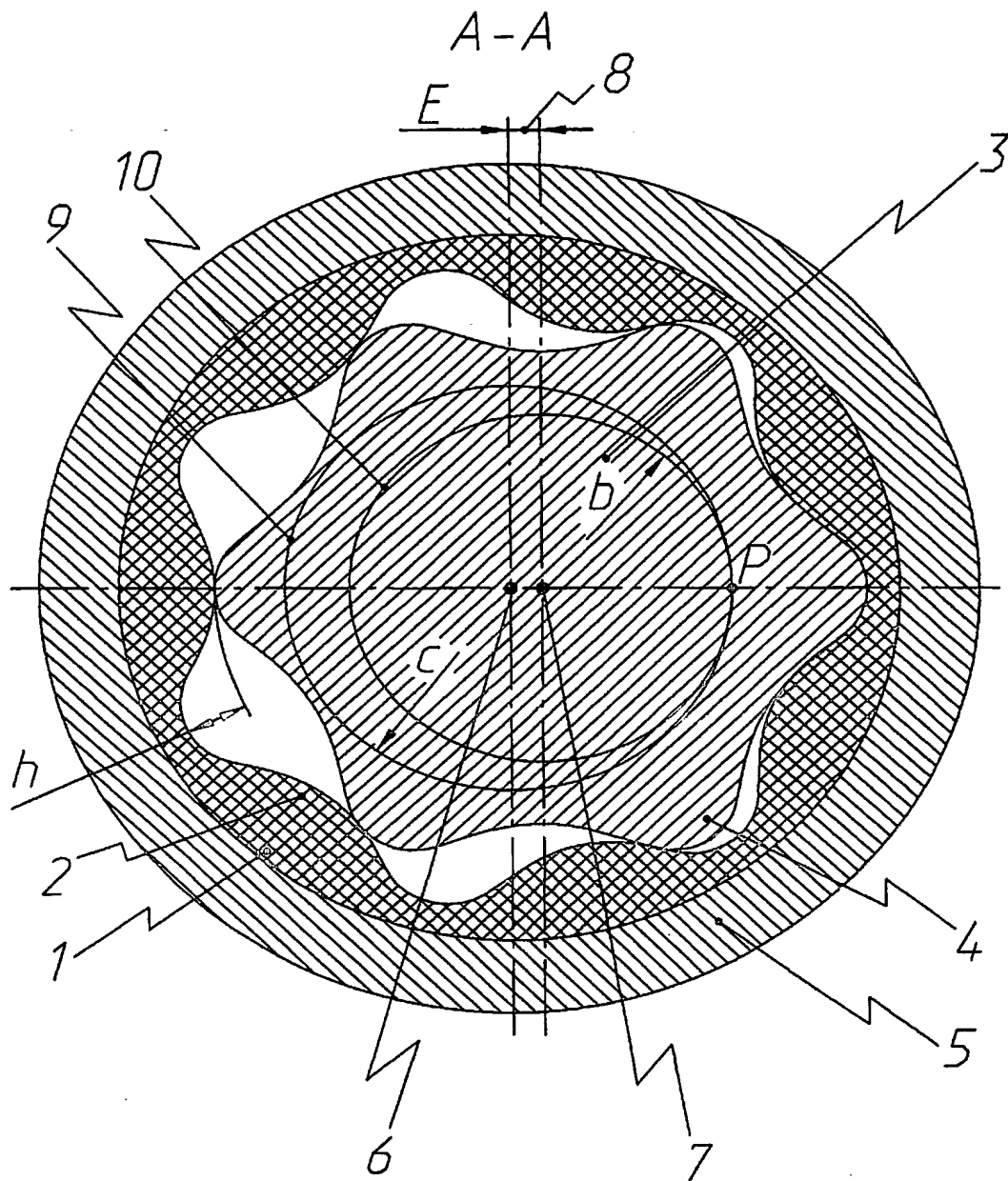
r_c – сопряжённый радиус профиля инструментальной рейки.

2. Героторный механизм винтовой гидромашины по п. 1,
- 5 отличающийся тем, что профиль половины каждого из зубьев в торцевом сечении ротора и/или статора очерчен как огибающая исходного контура инструментальной рейки, образованного эквидистантой укороченной циклоиды, при обкатке исходного контура инструментальной рейки без скольжения по
- 10 соответствующей инструментальной окружности.



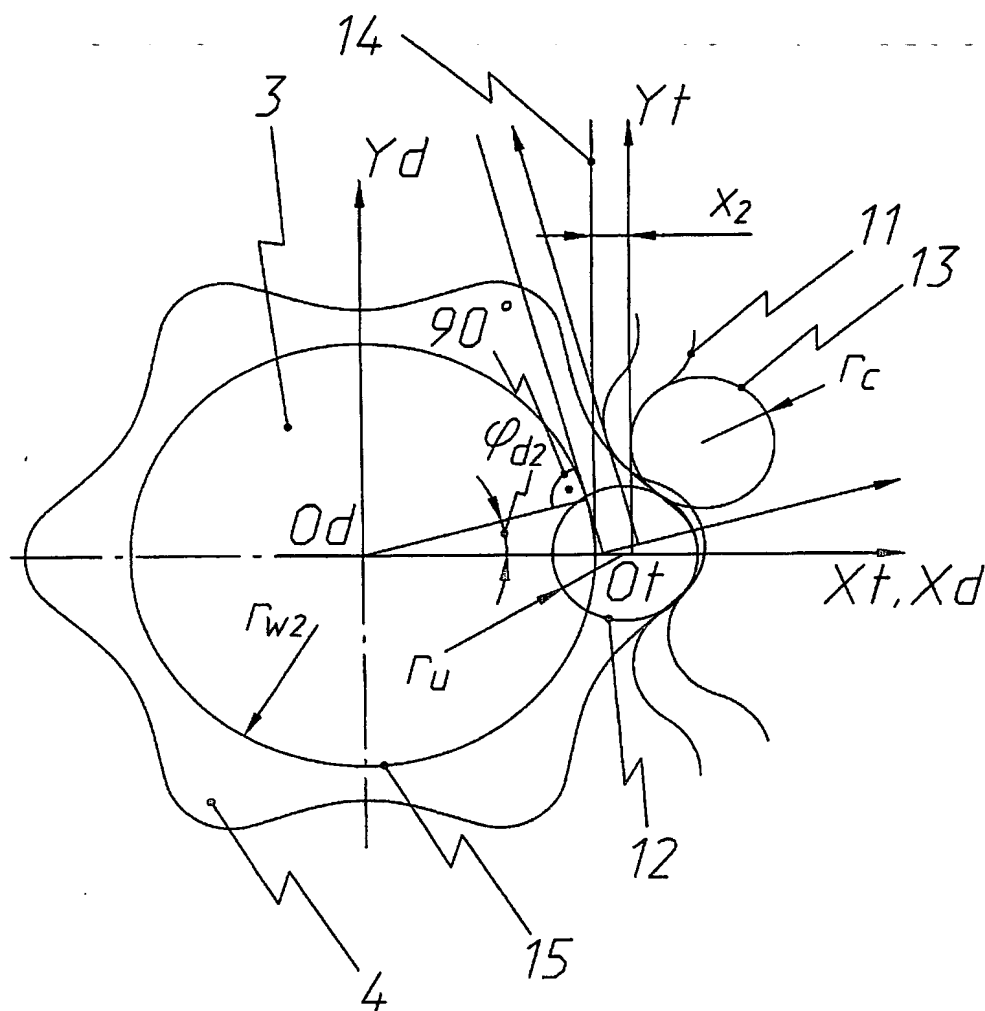
Фиг. 1

2/8



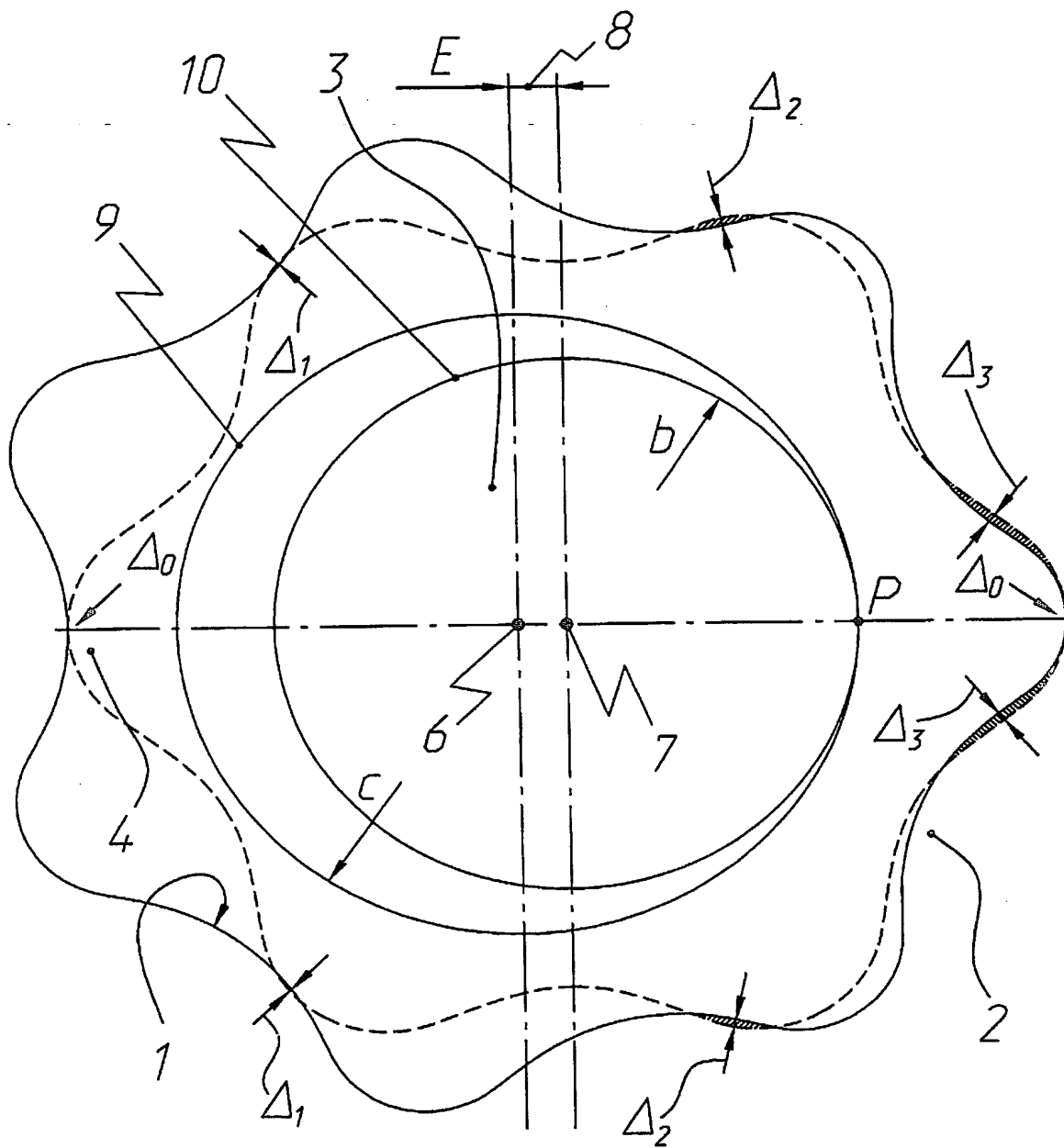
фиг. 2

4/8



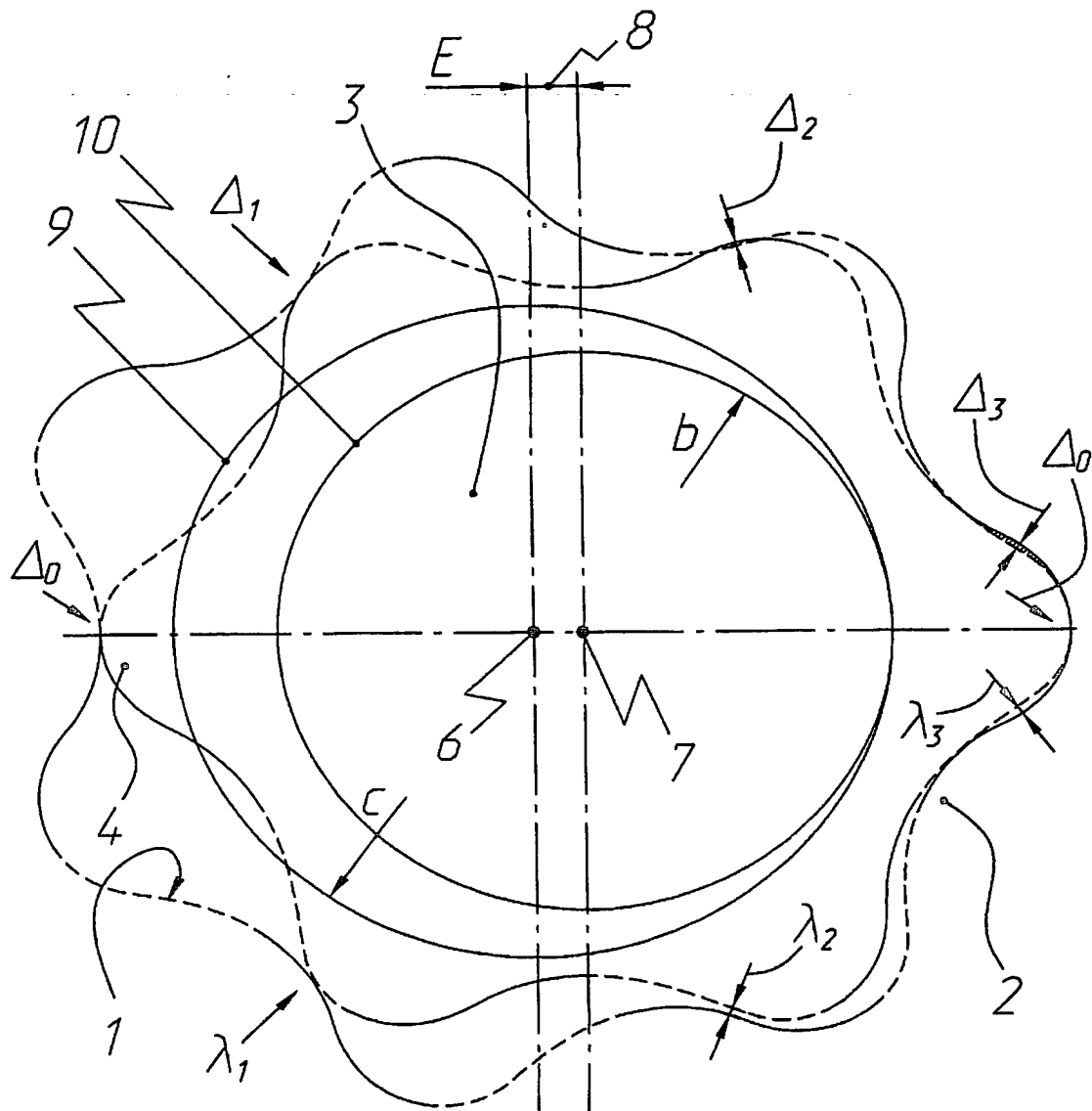
Фиг. 4

6/8



Фиг. 6

8/8



Фиг. 8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/RU 2004/000031

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01C 1/107

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F01C 1/00-1/16, F04C 2/00-2/16, F04C 18/00-18/16, E21B 4/00,4/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	RU 2194880 C2 (OTKRYTOE AKTSIONERNOE OBSHESTVO NAUCHNO-PROIVZODSTVENNOE OBIEDINENIE "BUROVAYA TEKHNIKA"), 20.12.2002, the claims, figures 3, 4	1-2
A	RU 2166603 C1 (OTKRYTOE AKTSIONERNOE OBSHESTVO NAUCHNO-PROIVZODSTVENNOE OBIEDINENIE "BUROVAYA TEKHNIKA"), 10.05.2001, the abstract, figure 1	1-2
A	RU 2165531 C1 (OTKRYTOE AKTSIONERNOE OBSHESTVO NAUCHNO-PROIVZODSTVENNOE OBIEDINENIE "BUROVAYA TEKHNIKA"), 20.04.2001, the abstract, figure 1	1-2
A	US 5120204 A (MONO PUMPS LIMITED) 09.06.1992, column 3, figures 1A, 1B	1-2
A	(OTKRYTOE AKTSIONERNOE OBSHESTVO NAUCHNO-PROIZVODSTVENNOE OBIEDINENIE "BUROVAYA TEKHNIKA"), 20.04.2001, the abstract, figure 1	1-2
A	DE 3345419 A1 (VSESOJUZNYI NAUCNO-ISSLEDOVATEL'SKIJ INSTITUT BUROVOI TECHNIKI) 27.06.1985, page 10, lines 32-39, page 11, lines 1-11	1-2



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

(15. 04. 2004)

Date of mailing of the international search report

(22. 04. 2004)

Name and mailing address of the ISA/

RU

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

ОТЧЕТ О МЕЖДУНАРОДНОМ ПОИСКЕ

Международная заявка №
PCT/RU 2004/000031

А. КЛАССИФИКАЦИЯ ПРЕДМЕТА ИЗОБРЕТЕНИЯ:

F01C 1/107

Согласно международной патентной классификации (МПК-7)

В. ОБЛАСТИ ПОИСКА:

Проверенный минимум документации (система классификации и индексы) МПК-7:

F01C 1/00-1/16, F04C 2/00-2/16, F04C 18/00-18/16, E21B 4/00,4/02

Другая проверенная документация в той мере, в какой она включена в поисковые подборки:

Электронная база данных, использовавшаяся при поиске (название базы и, если, возможно, поисковые термины):

С. ДОКУМЕНТЫ, СЧИТАЮЩИЕСЯ РЕЛЕВАНТНЫМИ:

Категория*	Ссылки на документы с указанием, где это возможно, релевантных частей	Относится к пункту №
A	RU 2194880 C2 (ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "БУРОВАЯ ТЕХНИКА") 20.12.2002, формула, фиг. 3,4	1-2
A	RU 2166603 C1 (ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "БУРОВАЯ ТЕХНИКА") 10.05.2001, реферат, фиг. 1	1-2
A	RU 2165531 C1 (ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "БУРОВАЯ ТЕХНИКА") 20.04.2001, реферат, фиг. 1	1-2
A	US 5120204 A (MONO PUMPS LIMITED) 09.06.1992, колонка 3, фиг. 1A, 1B	1-2
A	GB 2084254 A (VSESOLJZNY NAUCHNO-ISSIEDOVATELSKY INSTITUT BUROVOI TEHNIKI) 07.04.1982	1-2
A	DE 3345419 A1 (VSESOLJZNYI NAUCNO-ISSLEDOVATEL'SKIJ INSTITUT BUROVOI TEHNIKI) 27.06.1985, стр. 10, строки 32-39, стр. 11, строки 1-11	1-2

последующие документы указаны в продолжении графы С.

данные о патентах-аналогах указаны в приложении

* Особые категории ссылочных документов:

A документ, определяющий общий уровень техники

E более ранний документ или патент, но опубликованный на дату международной подачи или после нее

O документ, относящийся к устному раскрытию, экспонированию и т.д.

P документ, опубликованный до даты международной подачи, но после даты испрашиваемого приоритета и т.д.

T более поздний документ, опубликованный после даты приоритета и приведенный для понимания изобретения

X документ, имеющий наиболее близкое отношение к предмету поиска, порочащий новизну и изобретательский уровень

Y документ, порочащий изобретательский уровень в сочетании с одним или несколькими документами той же категории

& документ, являющийся патентом-аналогом

Дата действительного завершения международного поиска: 15 апреля 2004 (15. 04. 2004)

Дата отправки настоящего отчета о международном поиске: 22 апреля 2004 (22. 04. 2004)

Наименование и адрес Международного поискового органа
Федеральный институт промышленной собственности

Уполномоченное лицо:

Е. Вахнина

РФ, 123995, Москва, Г-59, ГСП-5, Бережковская наб., 30,1 Факс: 243-3337, телетайп: 114818 ПОДАЧА

Телефон № 240-25-91

Форма PCT/ISA/210 (второй лист)(январь 2004)